

DE 26 37 659 A1

(English Translation of claim 1)

In a pair of toothed gears,

- mating teeth formed to have active profiles perpendicular to the pitch line of said pair which have at least one culmination point substantially removed from said pitch line,
- said profiles of at least one of said pair having a variable-curvature portion with curvature that increases with distance from the pitch surface of said one of said pair,
- one of said active profiles having a convex portion engaging a concave portion on the other of said active profiles,
- said concave portion having a slightly larger radius of curvature at said culmination point than said convex portion,
- the evolute of said variable-curvature portion being tangent to a line passing through said culmination point and the pitch point of said pair at a point adjacent to said pitch point.

DE 698 04 435 T2

The system has a first gear (10) with multiple teeth having a tooth profile with a first transition zone (10a). This zone lies between a first concave portion (10b) lying within the dedendum of gear (10) and a first convex portion (10c) lying within the addendum of the gear.

A meshing gear (12) has multiple teeth with a second tooth profile including a second transition zone (12a). This zone lies between second concave and convex portions (12b,12c) which also lie within the dedendum and addendum of the gear (12). The concave and convex portions of each gear are conjugate with each other.

Advantage - The gears may be designed so that no meshing teeth contact occurs along the transition zones. As an alternative, the teeth may be designed to have nearly constant contact stresses on meshing teeth.

DE 101 19 235 A1

Novelty - The main body (2) is made of a first plastic; the toothed (3) section (4) of a second. Both plastics are of equivalent composition, excepting that the first includes reinforcing fibers.

Detailed Description - An INDEPENDENT CLAIM is included for the method of manufacture in the form described, both plastics being injection-molded.

Use - To make plastic gear wheels, especially worm pinions used in vehicular steering systems.

Advantage - The product is low in cost yet reliable. It avoids the danger in prior art that the main body can separate from the soft plastic toothed section. It also avoids additional costs of mechanical keying to prevent separation. The design is a judicious combination of strength in the main body resulting from fiber reinforcement, strong bonding between the two plastics because they are the same, and softer teeth which cause less noise.



⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑯ Übersetzung der
europäischen Patentschrift
⑯ EP 0974016 B1
⑯ DE 698 04 435 T2

⑯ Int. Cl. 7:
F 16 H 55/08

DE 698 04 435 T2

⑯ Deutsches Aktenzeichen: 698 04 435.5
⑯ PCT-Aktenzeichen: PCT/US98/07112
⑯ Europäisches Aktenzeichen: 98 915 421.6
⑯ PCT-Veröffentlichungs-Nr.: WO 98/45623
⑯ PCT-Anmeldetag: 9. 4. 1998
⑯ Veröffentlichungstag der PCT-Anmeldung: 15. 10. 1998
⑯ Erstveröffentlichung durch das EPA: 26. 1. 2000
⑯ Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA: 27. 3. 2002
⑯ Veröffentlichungstag im Patentblatt: 14. 11. 2002

⑯ Unionspriorität:

43165 P 10. 04. 1997 US
57170 08. 04. 1998 US

⑯ Erfinder:

BERLINGER, E., Bernard, Furlong, US;
COLBOURNE, Robert, John, St. Albert, CA

⑯ Patentinhaber:

Genesis Partners, L.P., Horsham, Pa., US

⑯ Vertreter:

T. Wilcken und Kollegen, 23554 Lübeck

⑯ Benannte Vertragstaaten:

AT, BE, CH, DE, DK, ES, FR, GB, IT, LI, NL, SE

⑯ AUSLEGUNG VON ZAHNRADPROFILEN

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelebt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

DE 698 04 435 T2

BESCHREIBUNGGEBIET DER ERFINDUNG

5 [0001] Die vorliegende Erfindung betrifft die Auslegung von Zahnprofilen aufeinander abgestimmter Zahnräder. Insbesondere kann die Erfindung direkt bei der Auslegung und für die Konstruktion von geradverzahnten Zahnrädern oder als Querschnittsprofil für Zahnräder mit Schräg-/Schraubverzahnung angewendet werden.

10

HINTERGRUND DER ERFINDUNG

[0002] Es wurden verschiedene Versuche unternommen, die Kontaktbelastung an Zahnrädern zu vermindern, da eine hohe Kontaktbelastung Riefenbildung und schließlich Versagen der Zähne verursacht. Zahlreiche dieser Versuche hatten zusätzlich zu den geläufigeren Evolventenrädertypen die Wildhaber- oder Novikov-Zahnradtypen zur Grundlage. Bei Novikov-Zahnrädern sind die Zahnprofile im Querschnitt Kreisbögen, wobei das Ritzel konvex und das Gegenzahnrad konkav gezahnt ist. Das Problem bei Kreisbogenprofilen ist, dass sie nicht konjugiert (non conjugate) ausgebildet sind. Bei konjugiert ausgebildeten Zahnprofilen ist das Winkelgeschwindigkeitsverhältnis exakt konstant. In jedem Querschnitt besteht kontinuierlicher Kontakt während des Eingriffzyklus, und der Kontaktpunkt bewegt sich entlang jedem Profil zum Kopf des treibenden Zahns und zum Fuß des getriebenen Zahns. Die US-Patentschrift 3,937,098 an Rouverol sieht ein Beispiel für Zahnprofile vor, die gemäß dem Oberbegriff von Anspruch 1 nicht konjugiert ausgebildet sind.

25 [0003] Da ein variables Winkelgeschwindigkeitsverhältnis nicht akzeptabel ist, werden Novikov-Zahnräder stets schrägverzahnt hergestellt. D.h. dass in jedem Profilquerschnitt lediglich ein Punktpaar jemals in Kontakt kommt. Zu jedem Zeitpunkt gibt es nur einen Profilquerschnitt, an dem Kontakt

erfolgt, und dieser Kontaktpunkt bewegt sich axial entlang der Kopfflanke, wenn sich die Zahnräder drehen. Derartige Zahnräder sind normalerweise geräuschvoll und nicht allgemein gebräuchlich. Dieselben Anmerkungen treffen auf Wildhaber-Zahnräder zu, die mit Kreisbögen in den normalen

5 Abschnitten geformt sind. In letzter Zeit wurden andere Profile angeboten, bei der zwei oder mehr Kontaktpunkte in jedem Profilquerschnitt vorkommen. Sie sind jedoch immer noch mit den oben beschriebenen Nachteilen behaftet.

10

ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

[0004] Ein Getriebesystem, das gemäß der vorliegenden Erfindung ausgelegt ist, beinhaltet ein erstes Zahnräder mit einer ersten Vielzahl von Zähnen, wobei jeder Zahn ein erstes Zahnprofil aufweist, und ein

15 Gegenzahnräder mit einer zweiten Vielzahl von Zähnen, wobei jeder Zahn ein zweites Zahnprofil aufweist. Das erste Zahnprofil der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades weist einen ersten Übergangsbereich auf, der zwischen einem ersten konkaven Abschnitt, der sich innerhalb der Fußhöhe des ersten Zahnrades befindet, und einem ersten konvexen

20 Abschnitt, der sich innerhalb der Kopfhöhe des ersten Zahnrades befindet, angeordnet ist. Das zweite Zahnprofil der zweiten Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades weist einen zweiten Übergangsbereich auf, der zwischen einem zweiten konkaven Abschnitt, der sich innerhalb der Fußhöhe des Gegenzahnrads befindet, und einem zweiten konvexen

25 Abschnitt, der sich innerhalb der Kopfhöhe des Gegenzahnrads befindet, angeordnet ist. Der zweite konvexe Abschnitt des zweiten Zahnprofils der zweiten Vielzahl von Zähnen Gegenzahnrades verläuft konjugiert zu dem ersten konkaven Abschnitt des ersten Zahnprofils der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades, und der zweite konkav Abschnitt des

30 zweiten Zahnprofils der zweiten Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades verläuft konjugiert zu dem ersten konvexen Abschnitt des ersten Zahnprofils der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades.

KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

[0005]

5 Figur 1 zeigt konjugierte Zahnprofile eines ersten Getriebesystems, die gemäß der vorliegenden Erfindung ausgelegt sind.

Figur 2 zeigt konjugierte Zahnprofile eines zweiten Getriebesystems, die gemäß der vorliegenden Erfindung ausgelegt sind.

10

Figur 3A bis 3D zeigen verschiedene Arten von Getriebesystemen, bei denen die vorliegende Erfindung verwirklicht werden kann.

DETAILLIERTE BESCHREIBUNG DER ERFINDUNG

15

[0006] Unter Bezugnahme auf Figur 1 beinhaltet ein Getriebesystem, das gemäß der vorliegenden Erfindung konstruiert ist, ein erstes Zahnrad 10 mit einer ersten Vielzahl von Zähnen, wobei jeder Zahn ein erstes Zahn-(flanken)profil aufweist, und ein Gegenzahnrad 12 mit einer zweiten Vielzahl von Zähnen, wobei jeder Zahn ein zweites Zahn(flanken)profil aufweist: Das erste Profil der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades 10 schließt (in seinen Zahnflanken) einen ersten Übergangsbereich 10a, der zwischen einem ersten konkaven Abschnitt 10b, der sich innerhalb der Fußhöhe des ersten Zahnrades befindet, und einem ersten konvexen Abschnitt 10c, der sich innerhalb der Kopfhöhe des ersten Zahnrades befindet, angeordnet ist, ein. Das zweite Profil der zweiten Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrads 12 schließt (in seinen Zahnflanken) einen zweiten Übergangsbereich 12a, der zwischen einem zweiten konkaven Abschnitt 12b, der sich innerhalb der Fußhöhe des Gegenzahnrads befindet, und einem zweiten konvexen Abschnitt 12c, der sich innerhalb der Kopfhöhe des Gegenzahnrads befindet, angeordnet ist, ein.

[0007] Der zweite konkave Abschnitt 12b des zweiten Profils der zweiten Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades 12 ist zu dem ersten konvexen Abschnitt 10c des ersten Zahnprofils der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades 10, konjugiert ausgebildet und der zweite konvexe Abschnitt 12c des zweiten Profils der zweiten Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades 12 ist zu dem ersten konkaven Abschnitt 10b des ersten Zahnprofils der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades 10 konjugiert ausgebildet. Zusätzlich kann der zweite Übergangsbereich 12a des zweiten Profils der Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades 12 zu dem ersten Übergangsbereich 10a des ersten Zahnprofils der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades 10 konjugiert ausgebildet sein, so dass das zweite Zahnprofil des Gegenzahnrad 12 zu dem ersten Zahnprofil des ersten Zahnrades konjugiert ausgebildet ist. D.h., dass, wenn sich die Zahnräder in Eingriff befinden, das Winkelgeschwindigkeitsverhältnis konstant ist.

[0008] Ein Paar konjugierter Profile kann entweder durch das Kleinradzahnprofil, das Großradzahnprofil, das Grundzahnstangenprofil oder durch die Form des Kontaktweges (Eingriffsstrecke) definiert sein.

Wenn eine dieser vier Formen bekannt ist, ist die Berechnung der anderen drei Formen möglich. Die Verfahren, durch welche diese Formen gefunden werden, wurden von Buckingham, *Analytical Mechanics of Gears*, McGraw-Hill, New York 1949, wiederveröffentlicht von Dover, New York, 1963, hierin in seiner Gesamtheit aufgenommen, beschrieben. Das gebräuchlichste Verfahren zur Definition eines Profilpaares beinhaltet, die Form der Grundzahnstange zu wählen. Wenn z.B. die Form des Grundzahnstangenprofils gerade ist, erhält man Evolventenräder. Seltener wird die Form eines Zahnprofils gewählt. Z.B. sind bei Gerotorpumpen mit innenverzahnten Rädern die Nockenzähne des äußeren Rotors kreisförmig.

Noch seltener wird die Form der Eingriffsstrecke gewählt. Z.B. können Zykloiden-Zahnräder als Zahnräder mit Zahnprofilen definiert werden, für welche die Eingriffsstrecke aus zwei Kreisbögen besteht.

[0009] Man betrachte das folgende Verfahren zum Auslegen konjugierter Zahnprofile. Es gibt zwei wichtige Eigenschaften konjugierter Zahnflankenprofile, die von Buckingham beschrieben werden. Erstens müssen sie das Verzahnungsgesetz erfüllen, das festlegt, dass die gemeinsame Normale am Kontaktpunkt (auch Eingriffslinie genannt) immer durch den Wälzpunkt verläuft. Zweitens müssen die Krümmungsradien p_1 und p_2 die Profile der Euler-Savary-Gleichung

$$\frac{1}{p_1 - s} + \frac{1}{p_2 + s} = \frac{1}{\sin \phi} \left(\frac{1}{R_{p1}} + \frac{1}{R_{p2}} \right). \quad (1)$$

10

erfüllen, wobei R_{p1} und R_{p2} die Wälzkreisradien sind; ϕ der Zahnradpaardruckwinkel ist, nämlich der Winkel zwischen der Eingriffslinie und der senkrecht zur Achsabstandslinie stehenden Linie durch den Wälzpunkt; s die Entfernung vom Wälzpunkt zum Kontaktpunkt ist, die positiv ist, wenn der Kontakt auf einer Seite der Achsabstandslinie liegt, und negativ, wenn er auf der anderen Seite liegt; p_1 und p_2 die Krümmungsradien sind, und zwar positiv für konvexe Profile und negativ für konkave Profile. Die Kehrwerte der Krümmungsradien, $1/p_1$ und $1/p_2$ werden Krümmungen genannt.

20

[0010] Es ist wichtig anzumerken, dass, wann immer hierin auf Kontakt beim Eingreifen der Zähne Bezug genommen wird, zu verstehen ist, dass tatsächlich aus praktischen Gründen Kontakt bei kämmenden Zahnrädern oft nur über einen dünnen Schmierfilm erfolgt. Daher werden Unterscheidungen zwischen „Kontakt“ und „kein Kontakt“ auf der Grundlage einer Standarddicke eines derartigen dünnen Schmierfilms und der Kräfteübertragung über einen solchen Schmierfilm gemacht:

[0011] Wenn die Relativkrümmung konstant bleiben soll, sollten die Krümmungsradien folgendes Verhältnis erfüllen:

24.06.03

$$\frac{1}{p_1} + \frac{1}{p_2} = \text{konstant} \quad (2)$$

[0012] Mit anderen Worten, das Getriebesystem, das beispielsweise in
 5 Figur 1 gezeigt ist, oder ein ähnliches, kann gemäß der vorliegenden
 Erfindung ausgelegt sein und derart, dass die Relativkrümmung des ersten
 Zahnprofils und des zweiten Zahnprofils ein Festwert ist.

[0013] Wenn stattdessen die Kontaktbelastung konstant bleiben soll,
 10 sollten die Krümmungsradien folgendes Verhältnis erfüllen:

$$\frac{1}{\cos \phi} \left(\frac{1}{p_1} + \frac{1}{p_2} \right) = \text{konstant} \quad (2a)$$

[0014] Mit anderen Worten, das Getriebesystem, das beispielsweise in
 15 Figur 1 gezeigt ist, oder ein ähnliches, kann gemäß der vorliegenden
 Erfindung ausgelegt sein und derart, dass die Kontaktbelastung zwischen
 kämmenden Zähnen des ersten Zahnrades 10 und des Gegenzahnrades
 12 ein Festwert ist.

20 [0015] Die Gleichungen (2) und (2a), können durch jede vorgegebene
 mathematische Funktion ersetzt werden, die einen Festwert erfüllt und (wie
 Gleichung (2) und (2a)) durch den dem ersten Zahnprofil zugeordneten
 Krümmungsradius und den dem zweiten Zahnprofil zugeordneten
 Krümmungsradius parameterisiert ist. Die Gleichungen (1) und (2), (1) und
 25 (2a) oder (1) und jede vorgegebene (durch den Krümmungsradius
 parameterisierte) mathematische Funktion, die einen Festwert erfüllt, kann
 gelöst werden, um die Werte von p_1 und p_2 zu finden, wenn die Werte von
 S und Φ bekannt sind.

[0016] Die Zahnprofile der beiden Zahnräder können nun folgendermaßen gefunden werden: Man wählt einen Anfangspunkt $S = S_0, \Phi = \Phi_0$ auf der Eingriffsstrecke nahe dem Wälzpunkt, wobei S und Φ die Polarkoordinaten des Punkts sind. Die Radien R_1 und R_2 der beiden Profilpunkte und die entsprechenden Profilwinkel Φ_1 und Φ_2 können nun über herkömmliche Verfahren gefunden werden.

[0017] Sobald S und Φ bekannt sind, können die Werte von p_1 und p_2 berechnet werden. Es ist nun möglich, einen kleinen Zuwachs des Zahnprofils des ersten Zahnrades als einen Kreisbogen vom Radius p_1 zu bilden. Dann werden der Radius R_1 und der Profilwinkel Φ_1 am Ende des Zuwachses berechnet, und unter Verwendung der herkömmlichen Theorie konjugierter Profile können auch die entsprechenden Werte von R_2, Φ_2, S und Φ berechnet werden. Der Vorgang wird so oft wie gewünscht wiederholt, um die Kopfhöhe des ersten Zahnrades und die Fußhöhe des Gegenzahnrades zu bilden. Da die Koordinaten einer Anzahl von Punkten auf der Eingriffsstrecke gefunden wurden, kann die Form der einfachen Schneidvorrichtung über herkömmliche Verfahren hergeleitet werden.

10 Eine Zahnrädfamilie setzt sich aus Zahnrädern zusammen, die zu einer Grundschniedvorrichtung konjugiert sind (Satzräder). Die Grundzahnstange ist das komplementäre Gegenteil der Schneidvorrichtung, und das Zahnprofil der Grundzahnstange ist daher dasselbe wie das eines Zahnrades, das zu der Familie mit einer unbegrenzten Anzahl von Zähnen gehört.

15

20

25

[0018] Um die Form der Fußhöhe des ersten Zahnrades und diejenige der Kopfhöhe des Gegenzahnrads zu finden, wird der gesamte oben beschriebene Vorgang wiederholt, und zwar beginnend von einem Anfangspunkt auf der Eingriffsstrecke auf der entgegengesetzten Seite des Wälzpunkts. Ein geeigneter Anfangspunkt ist durch $S = S_0, \Phi = \Phi_0$ gegeben; es ist jedoch nicht unbedingt notwendig, diese Werte zu verwenden. Der empfohlene Wert S_0 liegt zwischen 0,1 Modulen und 0,5

Modulen, wobei das Modul eine Länge ist, die hinsichtlich der Mittenentfernung (Achsabstand) und den Zähnezahlen N_1 und N_2 als $2C/(N_1 + N_2)$ definiert ist, während Φ_0 jeder Wert sein kann, derart, dass die Profilwinkel Φ_1 und Φ_2 an beiden Anfangspunkten positiv sind.

5

[0019] Der oben angeführte Vorgang beschreibt eine Auslegung für die Kopfhöhe und die Fußhöhe eines jeden Zahnrades; es gibt jedoch einen kurzen Abschnitt in jedem Profil zwischen der Kopfhöhe und der Fußhöhe, dessen Form noch nicht bestimmt ist. Dieser Abschnitt wird Übergangsbereich genannt.

[0020] Die Übergangsbereichsprofile können auf dreierlei Weise bestimmt werden. Wenn die beiden Anfangspunkte und der Wälzpunkt kollinear sind, kann der Übergangsbereichsabschnitt der Grundzahnstange, die zu einem Zahnrad gehört, durch eine gerade Linie gebildet sein, so dass die Zahnflankenprofile in ihren Übergangsbereichen evolvent sind. Wenn die beiden Anfangspunkte und der Wälzpunkt nicht kollinear sind, können die Kopfhöhe- und Fußhöhenabschnitte der Grundzahnstange durch jede stetige Kurve verbunden sein, wie etwa eine kubische Kurve, die Profil- und Profilneigungskontinuität an den Enden der Übergangsbereiche vorsieht. Der Übergangsbereich eines Zahnrades (Zahnflanke) ist daher durch eine stetige Kurve im Profil der Grundzahnstange gebildet, das zu dem Zahnrad gehört.

[0021] Wenn die Zahnflankenübergangsbereiche nach jeder der gerade angeführten Verfahren ausgelegt sind, dann verlaufen die beiden Zahnflankenprofile über ihre gesamte Länge hinweg konjugiert. Die Profile können daher beispielsweise für geradverzahnte Zahnräder oder dergleichen oder als Querschnittsprofil von beispielsweise schraubverzahnten Zahnrädern oder dergleichen verwendet werden. Diese Profile sind jedoch mit dem Nachteil behaftet, dass die Relativkrümmung, und daher auch die Kontaktbelastung, im Allgemeinen

im Übergangsbereich viel höher als in der Kopfhöhe oder in der Fußhöhe ist.

[0022] Figur 1 zeigt ein 21-zahniges Ritzel (Kleinrad) und ein 72-zahniges Zahnrad mit evolventen Übergangsbereichen 10a und 12a. In der Kopfhöhe und in der Fußhöhe ist die Kontaktbelastung gleich dem 0,75-fachen des Bezugswerts, wobei der Bezugswert die Kontaktbelastung am Wälzpunkt eines Evolventenräderpaars mit einem Eingriffswinkel von 20° ist, wobei die Anzahl der Zähne des Achsabstandes, die Zahnbreite und das Antriebsmoment gleich sind. An den Wälzkreisen, in der Mitte der Übergangsbereiche, ist die Kontaktbelastung jedoch gleich dem 1,76-fachen des Bezugswerts. Deshalb geht der Vorteil der konstanten Kontaktbelastungsgestaltung verloren.

[0023] Im dritten Auslegungsverfahren, das die bevorzugte Option ist, werden die Profile so gestaltet, dass innerhalb der Übergangsbereiche kein Kontakt erfolgt. In diesem Falle erfolgt Kontakt zwischen kämmenden Zähnen nur entlang den konvexen Kopfhöhen- und konkaven Fußhöhenabschnitten. Ein Großrad-Kleinrad-System kann beispielsweise so ausgelegt sein, dass Kontakt zwischen dem konvexen Kopfhöhenabschnitt des Großrades und dem konkaven Fußhöhenabschnitt des Kleinrads und zwischen dem konvexen Kopfhöhenabschnitt des Kleinrads und dem konkaven Fußhöhenabschnitt des Großrades erfolgt. Die Profile sind daher in den Übergangsbereichen nicht konjugierend. Um ein konstantes Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit des ersten Zahnrades zur Winkelgeschwindigkeit des Gegenzahnrads zu bewahren, sollten deshalb die Zahnräder schrägverzahnt/schraubverzahnt sein mit Querschnittsprofilen, die gemäß der vorliegenden Erfindung ausgelegt sind.

[0024] Figur 2 zeigt die Querschnittsprofile eines 15-zahnigen Ritzels (Kleinrad) und eines 90-zahnigen Großrades, die so gestaltet sein können, dass kein Kontakt entlang den Übergangsbereichen 20a und 22a erfolgt.

Es ist wichtig anzumerken, dass es aufgrund des Maßstabs von Figur 2 und der schwachen und feinen Natur des Übergangsbereichs unmöglich ist, lediglich durch Betrachten von Figur 2 die Tatsache wahrzunehmen, dass an den Flanken, die in Kontakt sind, entlang dem Übergangsbereich kein Kontakt gegeben ist. Die Kopfhöhenabschnitte 20c und 22c und die Fußhöhenabschnitte 20b und 22b dieser Profile sind unter Anwendung der Gleichungen (1) und (2a) ausgelegt, wobei die maximale Relativkrümmung gleich 51 % des Bezugswerts ist.

10 [0025] Da kein kontinuierlicher Kontakt entlang dem Profil vom Zahnfußkreis zum Zahnkopfkreis erfolgt, ist es nicht möglich, das Kontaktverhältnis auf herkömmliche Weise zu definieren. Es könnte ein Kontaktverhältnis für die Fußhöhe und ein Kontaktverhältnis für die Kopfhöhe berechnet werden, und die Summe dieser Werte kann als das Gesamtquerschnittskontaktverhältnis bezeichnet werden. Der Wert des Gesamtquerschnittskontaktverhältnisses hängt von den Zähnezahlen und der erforderlichen Kontaktbelastung ab. Tabelle 1 gibt die niedrigste erzielbare Relativkrümmung als Prozentsatz des Bezugswerts an, wenn das Gesamtquerschnittskontaktverhältnis zumindest 1,2 sein soll.

15

20

Tabelle 1

Niedrigste erzielbare Relativkrümmung als Prozentsatz des Bezugswerts bei einem gegebenen Gesamtquerschnittskontaktverhältnis von zumindest 1,2				
N_2	40	60	80	100
N_1				
15	52	51	51	51
20	51	51	49	49
30	51	49	49	49
40	49	49	49	49

[0026] Wenn die Querschnittszahnprofile eines Zahnrädpaares gemäß dem oben beschriebenen Verfahren unter Anwendung der Gleichungen (1)

und (2a) ausgelegt werden, dann ist die Kontaktbelastung konstant, vorausgesetzt, die Zahnräder sind Stirnräder bzw. geradverzahnt. Die Situation bei einem schraub-/schrägverzahnten bzw. bogenverzahnten Zahnräderpaar ist komplizierter, da die Kontaktbelastung sowohl von der Relativkrümmung im Normalabschnitt als auch von der Belastungsintensität abhängt. Die Belastungsintensität ihrerseits hängt von den Längen der Kontaktlinien ab, die während des Eingriffsszyklus variieren. Die Länge der Kontaktlinien könnte auch vermindert sein, wenn kein Kontakt in dem Übergangsbereich erfolgt. Für Profile dieser Art gibt es keine einfache Formel zur Berechnung der Kontaktbelastung. Die Kontaktbelastung kann jedoch numerisch berechnet werden. Die folgenden Schlüsse können aus einer derartigen Berechnung gezogen werden. Wenn die Querschnittsprofile gemäß der vorliegenden Erfindung unter Anwendung entweder der Gleichung (1) oder der Gleichung (2a) ausgelegt werden, kann die Relativkrümmung auf etwa der Hälfte des Bezugswerts gehalten werden, während immer noch ein geeignetes Kontaktverhältnis erhalten bleibt (s. Tabelle 1). Die Kontaktbelastung ist dann während des Eingriffsszyklus an allen Kontaktpunkten ungefähr konstant, und der Maximalwert ist deutlich geringer als die Maximalkontaktbelastung, die bei einem Evolventenräderpaar mit denselben Gesamtabmessungen auftreten würde.

[0027] Das oben beschriebene Profilauslegungsverfahren kann auch zum Gestalten der Zahnprofile eines innenverzahnten Zahnräderpaars verwendet werden.

[0028] Alternativ kann ein innenverzahntes Zahnräderpaar nach herkömmlichen Verfahren mit einem Zahnflankenprofil gestaltet sein, das zu einem außenverzahnten Zahnräderpaar, welches nach dem oben beschriebenen Verfahren ausgelegt ist, konjugiert verläuft. Dieses Verfahren könnte zur Auslegung eines Zahnradsatzes für ein Planetengetriebe erforderlich sein, in dem das Sonnenrad und das Planetenrad nach dem oben beschriebenen Verfahren ausgelegt wären.

und das innenverzahnte Hohlrad mit einem Zahnflankenprofil gestaltet wäre, das zu dem des Planetenrades konjugiert verläuft.

[0029] Es sollte beachtet werden, dass Zahnräder, die gemäß der vorliegenden Erfindung ausgelegt sind, nach herkömmlichen Verfahren hergestellt werden können. Die außenverzahnten Räder können wälzgefräst, wälzgeschliffen oder formgeschliffen werden, und die innenverzahnten Räder können unter Verwendung eines Ritzelschneiders/Stoßrades geformt/gehobelt werden.

10

[0030] Eine Grundzahnstange, die gemäß der vorliegenden Erfindung ausgelegt ist, kann beispielsweise für das Profil eines Planrades/Tellerrades verwendet werden, das die Zahnflankenprofile eines Kegelradpaares definiert.

15

[0031] Die vorliegende Erfindung kann in verschiedenen Getriebesystemen enthalten sein. In einem Stirnradgetriebesystem mit Geradzahnrädern, das in Figur 3A gezeigt ist, verläuft die Drehachse des ersten Zahnrades 10 parallel zur Drehachse des Gegenzahnrads 12. Bei dem Getriebesystem mit gekreuzt gelagerten Schraubzahnrädern nach Figur 3B verläuft die Drehachse des ersten Zahnrades 40 senkrecht zur Drehachse des Gegenzahnrads 42. Bei dem Getriebesystem mit Hypoidverzahnung nach Figur 3C schneidet die Drehachse des ersten Zahnrades 50 die Drehachse des Gegenzahnrads 52 nicht. In dem Kegelradgetriebesystem mit Spiralzähnen/Bogenzähnen nach Figur 3D verläuft die Drehachse des ersten Zahnrades 60 in einem Winkel zur Drehachse des Gegenzahnrads 62.

30

EP 0 974 016

Patentansprüche

1. Ein Getriebesystem, bestehend aus:

5

einem ersten Zahnrad mit einer Vielzahl von Zähnen, wobei jeder Zahn ein erstes Zahnprofil aufweist, das einen ersten Übergangsbereich (10a) umfasst, der zwischen einem ersten konkaven Abschnitt (10b), der sich innerhalb der Fußhöhe des ersten Zahnrades (10) befindet, und einem ersten konvexen Abschnitt (10c), der sich innerhalb der Kopfhöhe des ersten Zahnrades (10) befindet, angeordnet ist; und einem Gegenzahnrad (12) mit einer zweiten Vielzahl von Zähnen, wobei jeder Zahn ein zweites Zahnprofil aufweist, das einen zweiten Übergangsbereich (12a) umfasst, der zwischen einem konkaven Abschnitt (12b), der sich innerhalb der Fußhöhe des Gegenzahnrades (12) befindet, und einem zweiten konvexen Abschnitt (12c), der sich innerhalb der Kopfhöhe des Gegenzahnrades (12) befindet, angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, dass:

10

15

20

25

30

- (1) das erste Zahnprofil der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades (10) zu dem zweiten Zahnprofil der zweiten Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades (12) konjugiert verläuft außer in dem ersten und dem zweiten Übergangsbereich (10a, 12a), wobei der zweite konkave Abschnitt (12b) zu dem ersten konvexen Abschnitt (10c) konjugiert verläuft und der zweite konvexe Abschnitt (12c) zu dem ersten konkaven Abschnitt (10b) konjugiert verläuft, und
- (2) die Relativkrümmung des ersten Zahnprofils der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades (10) und des zweiten Zahnprofils der zweiten Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades (12) ein Festwert ist, der kleiner als die

Relativkrümmung von Evolventenrädern mit einem Eingriffswinkel von 20° an ihrem Wälzpunkt ist.

2. Getriebesystem gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass eine vorgegebene mathematische Funktion, die durch einen mit dem ersten Zahnprofil der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades (10) zugeordneten Krümmungsradius und einen mit dem zweiten Zahnprofil der zweiten Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades (12) zugeordneten Krümmungsradius parameterisiert ist, ein Festwert ist.
3. Getriebesystem gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die maximale Kontaktbelastung beim Eingreifen der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades (10) in die zweite Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades (12) ein Festwert ist.
4. Getriebesystem gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Drehachse des ersten Zahnrades (10) parallel zur Drehachse des Gegenzahnrades (12) verläuft.
5. Getriebesystem gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Drehachse des ersten Zahnrades (10) in einem Winkel zur Drehachse des Gegenzahnrades (12) liegt.
6. Getriebesystem gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das erste Zahnprofil der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades (10) ein erstes Querschnittsprofil ist und das zweite Zahnprofil der zweiten Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades (12) ein zweites Querschnittsprofil ist.
7. Getriebesystem gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Kontakt beim Eingreifen der ersten Vielzahl von Zähnen des

ersten Zahnrades (10) in die zweite Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades (12) erfolgt entlang:

(a) dem ersten konkaven Abschnitt (10b) des ersten Zahnprofils der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades (10) und dem zweiten konvexen Abschnitt (12c) des zweiten Profils der zweiten Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades (12), und

(b) dem ersten konvexen (10c) des ersten Zahnprofils der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades (10) und dem zweiten, im Allgemeinen konkaven Abschnitt (12b) des zweiten Zahnprofils der zweiten Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades (12).

8. Getriebesystem gemäß Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass das erste Zahnrade (10) und das Gegenzahnrade (12) schräg-/schraubverzahnt sind.
9. Getriebesystem gemäß Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass ein Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit des ersten Zahnrades (10) zu der Winkelgeschwindigkeit des Gegenzahnrades (12) ein Festwert ist.
10. Getriebesystem gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das erste Zahnrade (10) ein Grundzahnstangenprofil aufweist, das einen Übergangsbereich aufweist, der dem ersten Übergangsbereich (10a) des ersten Zahnprofils der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades (10) entspricht, welcher eine stetige Kurve ist.
11. Getriebesystem gemäß Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die stetige Kurve des Übergangsbereichs des Grundzahnstangenprofils eine gerade Linie ist.

12. Das Grundzahnstangenprofil gemäß Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die stetige Kurve des Übergangsbereich des Grundzahnstangenprofils eine kubische Kurve ist.
13. Getriebesystem gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass kein Kontakt beim Eingreifen der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades (10) in die zweite Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades (12) entlang dem ersten Übergangsbereich (10a) und dem zweiten Übergangsbereich (12a) erfolgt.
10
14. Getriebesystem gemäß Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass kein Kontakt beim Eingreifen der ersten Vielzahl von Zähnen des ersten Zahnrades (10) in die zweite Vielzahl von Zähnen des Gegenzahnrades (12) entlang dem ersten Übergangsbereich (10a) und dem zweiten Übergangsbereich (12a) erfolgt.
15

2010002

EP 0974 016

1/2

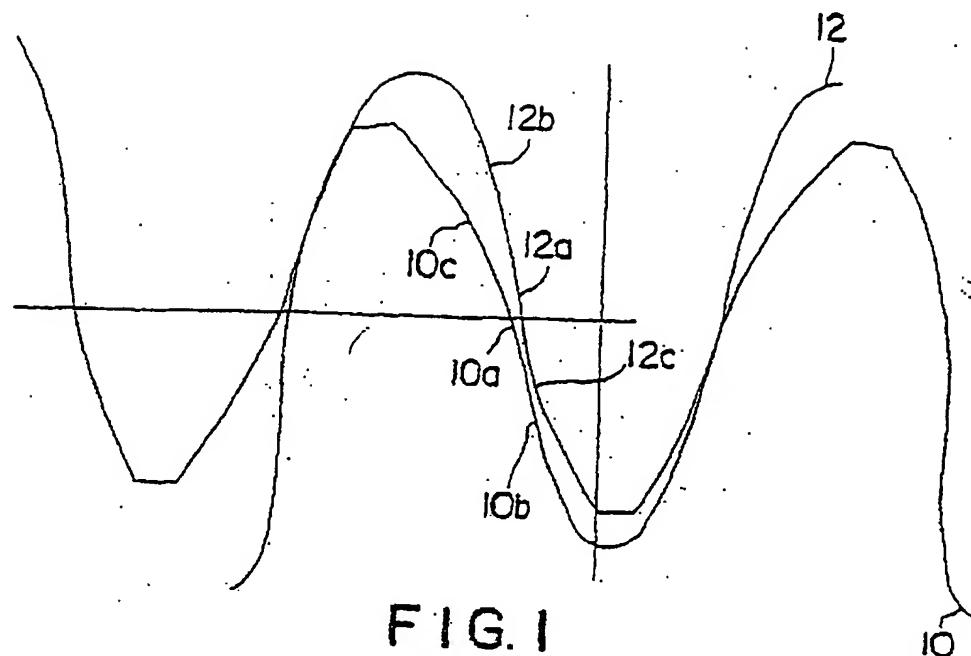


FIG. 1

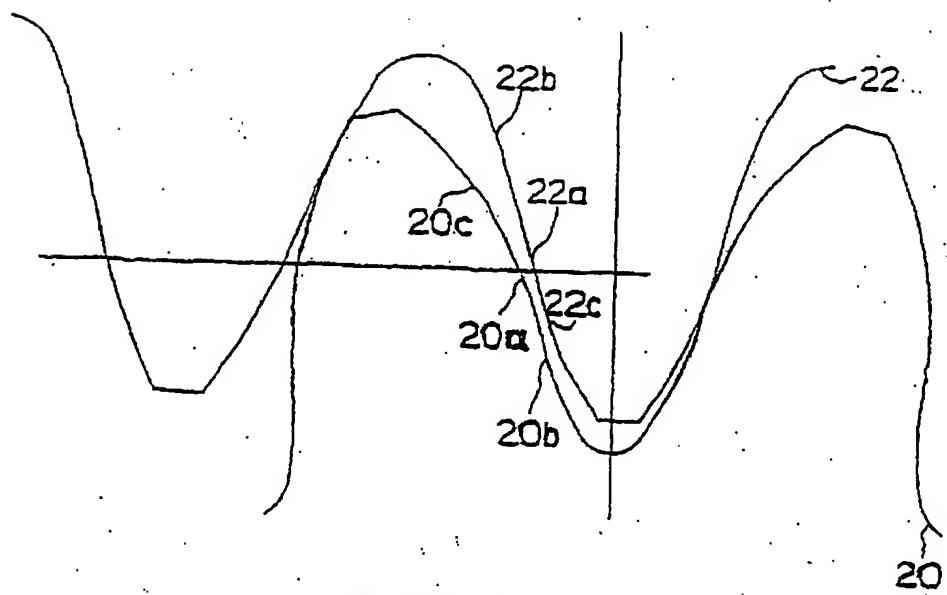


FIG. 2

24.06.02

2/2

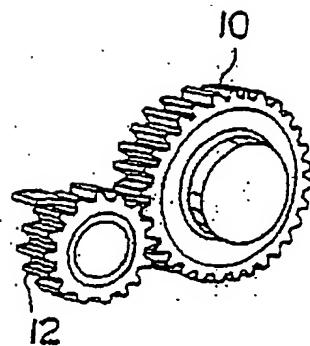


FIG. 3A

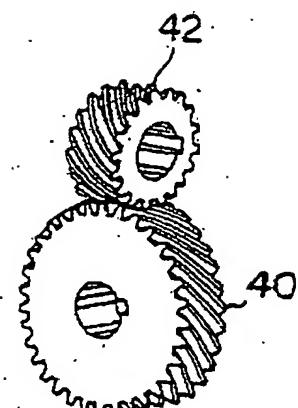


FIG. 3B

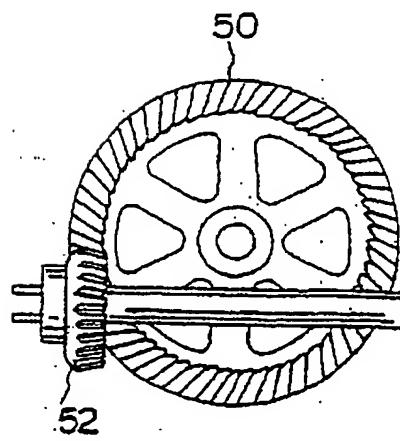


FIG. 3C

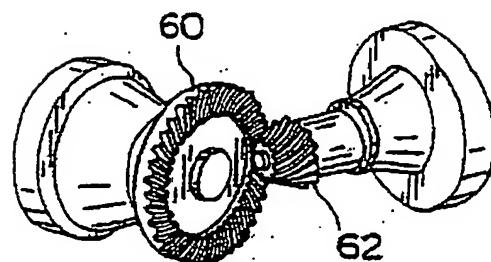


FIG. 3D

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

BLACK BORDERS

IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES

FADED TEXT OR DRAWING

BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING

SKEWED/SLANTED IMAGES

COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS

GRAY SCALE DOCUMENTS

LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT

REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY

OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.